

Перспективным является направление исследований по снижению динамических нагрузок в прокатных станах путем введения обратной связи в системе управления главного электропривода от измерителя крутильных моментов. Такое техническое решение уже было известно ранее, но его практическая реализация сдерживалась отсутствием надежных с малым уровнем шума телеметрических измерителей крутильных колебаний в стационарном исполнении и бесконтактным питанием, которые могут работать на шпинделях прокатных станов при повышенной температуре, влажности, металлизированной пыли и масляных испарений.

Необходима также разработка методической базы (возможно в виде ДСТУ) регламентирующей процедуры измерения крутильных колебаний в линиях привода прокатных станов различного типа и методов ее нормирования для оценки нагрузочной способности и долговечности оборудования, как это выполнено в стандартах для судовых приводов [15].

Список литературы: 1. Правила технической эксплуатации механического оборудования непрерывных широкополосных станов горячей прокатки (НШСПП). – ВНИИмехчермет, 1982. 2. Крот П.В. Проблемы управления технической эксплуатацией оборудования прокатных станов / Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. научных трудов ИЧМ. – Вып.10 – К.: Наукова думка, 2005. – С.314-321. 3. Широкий мониторинг листопрокатного завода Voestalpine Stahl / Зайцек Х., Айгнер Х., Хелекал Г. // METEC Congress-2003, Dusseldorf, 16-20 June, 2003. – С.419-422. 4. Создание системы мониторинга прокатного оборудования / Вафин Р.К., Ахмедшин Р.И., Мальцев А.И. и др. // Сталь. – 2001. – №11. – С.62-64. 5. Система компьютерного мониторинга параметров оборудования и электроприводов агрегатов металлургического производства. / Евдокимов С.А., Карандаев А.С. и др. // Материалы IV Конгресса прокатчиков. – Магнитогорск, 2002. – С.278-280. 6. Система мониторинга механических нагрузок стана горячей прокатки 1680 по токовым нагрузкам электроприводов / Крот П.В., Соловьев К.В., Коренной В.В., и др. // Сб. научных трудов НГУ. – №19, т.5. – Днепропетровск: Нац. горный университет, 2004. – С.71-76. 7. Барков А.В. Возможности современных систем мониторинга и диагностики оборудования // Металлург. – 1998. – №11. – С.33-36. 8. Верев В.В. Диагностика технического состояния оборудования по данным вибродинамических процессов в переходных режимах работы прокатных станов // Труды 4-го Конгресса прокатчиков. – Россия, Магнитогорск, 2001. 9. Применение нестационарных режимов работы прокатных станов для диагностики зазоров / Большаков В.И., Крот П.В. и др. // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. научных трудов. – Вып.9 – К.: Наукова думка, 2004. – С.208-220. 10. Вибродиагностика прокатных станов в диапазоне собственных частот колебаний / Крот П.В., Даличук А.П., Коренной В.В., Соловьев К.В. // Материалы 12-ой ежегодной международной конференции "Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики". – 20-24 сентября, 2004г. – С.124-126. 11. Krot P.V. Statistical Dynamics of the Rolling Mills // IUTAM 2009 Symposium on the Vibration Analysis of Structures with Uncertainties. July 6–10, 2009, St. Petersburg. – IUTAM Bookseries, 2011. – Volume 27, Part 4. – Pp.429-442. 12. Определение нагрузок в шестеренных клетях и редукторах прокатных станов / Филатов А.А., Гарцман С.Д. и др. // Сталь. – 2003. – №8. – С.41-45. 13. Крот П.В. Телеметрические системы мониторинга динамических нагрузок в линиях привода прокатных станов // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. – Вып.1. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – С.46-53. 14. Крот П.В. Методы и аппаратура измерения износа в линиях привода прокатных станов // Металлургические процессы и оборудование. – 2008. – №2(12). – С.45-53. 15. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. – С-Пб.: Наука, 2007. – 276с.

Поступила в редколлегию 31.05.11

УДК 621.833

А.В. КУЗНЕЦОВА, аспирантка каф. ОПМ ДонНТУ, г Донецк

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫХ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Исследовано влияние износа зубьев конических колес с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на радиусы кривизны боковой поверхности зубьев и контактные напряжения в передаче. Приведены модели зубьев изношенной зубчатой передачи угольного комбайна РКУ10.

Досліджено вплив зношування зубців конічних коліс із двоопукло-ввігнутими зубцями на радіуси кривизни бічної поверхні зубців і контактні напруги в передачі. Наведено моделі зубців зношеної зубчастої передачі вугільного комбайна РКУ10.

The influence of biconvex-concave teeth wear of bevel gears on the curvature radiuses of the teeth lateral surface and contact stresses in gear was investigated. A model of the worn gear teeth of coal shearer RKU10 is shown.

Постановка проблемы. Конические зубчатые передачи с двояковыпукло-вогнутыми зубьями (ДВВ-зубьями) [1] в последнее время стали активно применять для повышения надежности редукторов горных машин. Преимуществами конических колес с ДВВ-зубьями являются высокая нагрузочная способность, большая плавность зацепления и значительное снижение шума. В настоящее время исследования износа зубьев конических передач с ДВВ-зубьями не производятся в отличие от цилиндрических эвольвентных передач [2]. В связи с тем, что износ зубьев оказывает значительное влияние на динамику зубчатых передач, прогнозирование изменения качественных характеристик конических зубчатых передач с ДВВ-зубьями в зависимости от времени их эксплуатации является актуальным.

Цель работы – оценить влияние износа зубьев конических передач с ДВВ-зубьями на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.

Основное содержание работы. Для решения поставленной задачи были определены координаты изношенной поверхности зуба методом лазерного сканирования, предложенным учеными института робототехники и управления технологическими процессами технического университета Брауншвейга Симоном Вилькенбахом, Свенном Молкенстраком, Фридрихом М. Войле [3].

В данной работе исследование износа зубьев проводилось на базе анализа зацепления зубчатой передачи угольного комбайна РКУ10 производства ЗАО "Горловский машиностроитель" (г. Горловка, Донецкая обл., Украина). Параметры исследуемой передачи представлены в таблице.

Трехмерные модели зубчатых колес изношенной зубчатой пары (рисунок 1) реализованы с помощью системы автоматизированного трехмерного проектирования.

Таблица – Основные параметры исследуемой зубчатой передачи

Параметр	шестерня	колесо
Средний нормальный модуль	13мм	
Внешний окружной модуль	15,4647мм	
Число зубьев	13	24
Коэффициенты смещения исходного контура	0,55	0,95
Межосевой угол	90°	
Средняя арифметическая шероховатость	6,3мкм	
Ширина зубчатого венца	70мм	
Угловая скорость ведущего вала	27,69рад/сек	
Вращающий момент на ведущем валу	10420Н·м	
Удельная нагрузка по длине зуба	1866,9Н/мм	
Материал и термическая обработка	сталь 20Х2Н4А цементация, закалка 57÷63HRC ₂	
Предел текучести материала зубчатых колес	1080 МПа	

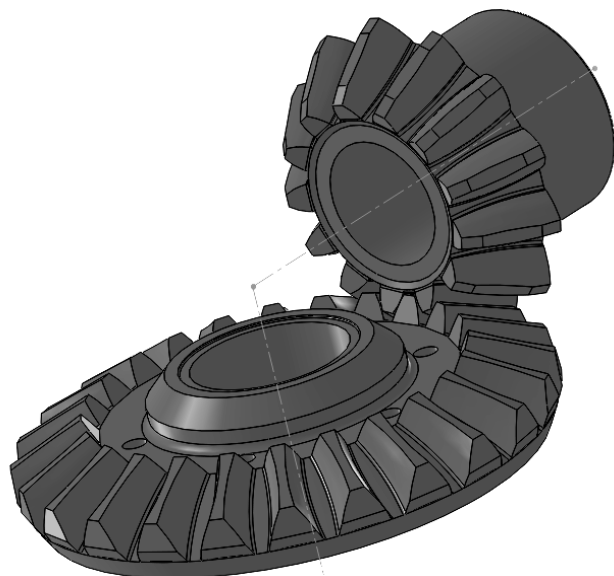


Рисунок 1 – Исследуемая коническая передача с ДВВ-зубьями

С помощью созданных трехмерных моделей были вычислены радиусы кривизны боковой поверхности зубьев. Характер изменения радиусов кривизны в процессе зацепления по длине зуба нового и изношенного профилей представлен на рисунке 2.

Графики изменения радиусов кривизны в среднем сечении зубьев шестерни и колеса в функции времени зацепления зубчатой пары для нового и изношенного профилей представлены на рисунке 3.

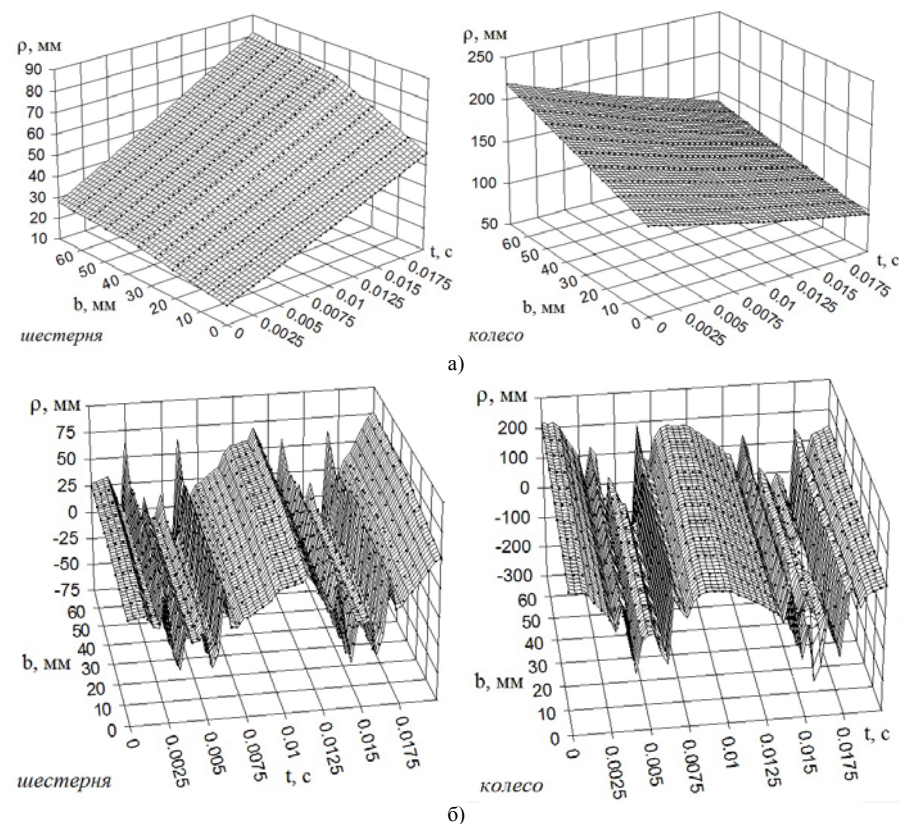


Рисунок 2 – Изменение радиусов кривизны ρ по длине зуба b в функции времени зацепления t зубчатой пары:
а) неизношенный профиль, б) изношенный профиль

Из рисунков 2-3 следует, что износ зубьев оказывает значительное влияние на радиусы кривизны профиля. Изменение знака радиуса кривизны свидетельствует о том, что поверхность зуба становится вогнутой. В зонах перехода от выпуклой части к вогнутой и наоборот радиус кривизны принимает значения, равные бесконечности, то есть, образуются плоские участки на боковой поверхности зуба. Вследствие изменения радиусов кривизны профилей меняется приведенный радиус кривизны, который в свою очередь, оказывает непосредственное влияние на величину контактных напряжений.

Определение контактных напряжений в зацеплении производилось по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_r}{\rho_r}},$$

где E_r – приведенный модуль упругости (для стальных зубчатых колес $E_r = 203000 \text{ МПа}$); ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны зуба шестерни и колеса соответственно, мм; $\rho_r = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ – приведенный радиус кривизны профилей зубьев в точке их контакта, мм.

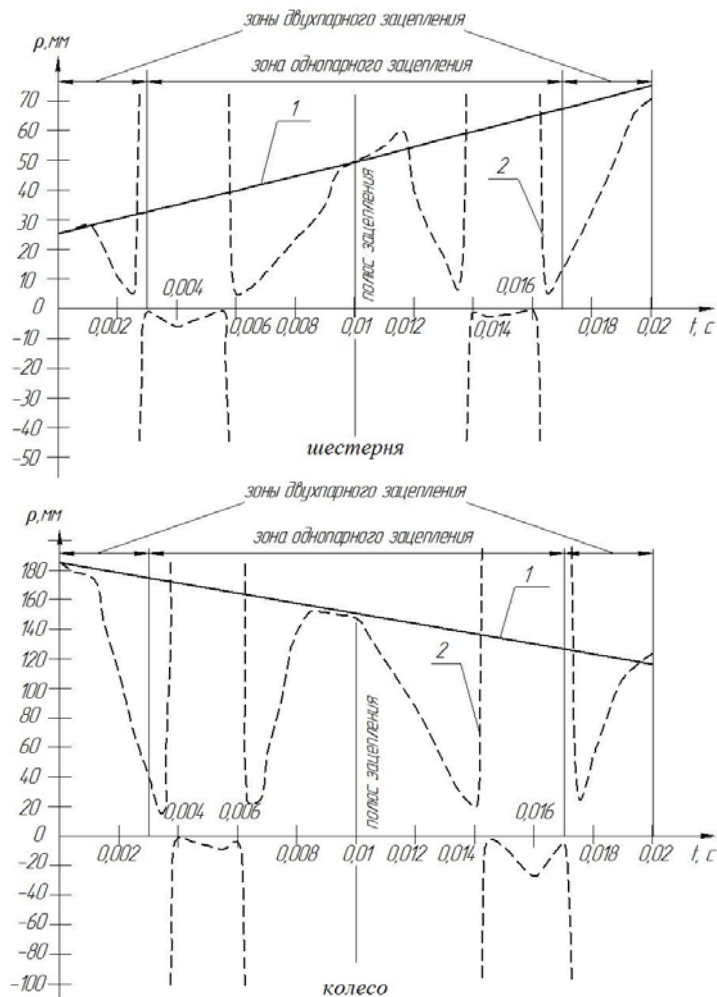


Рисунок 3 – Изменение радиусов кривизны ρ в функции времени зацепления t зубчатой пары: 1 – неизношенный профиль; 2 – изношенный профиль

Результаты определения контактных напряжений в процессе зацепления зубчатой передачи представлены на рисунке 4.

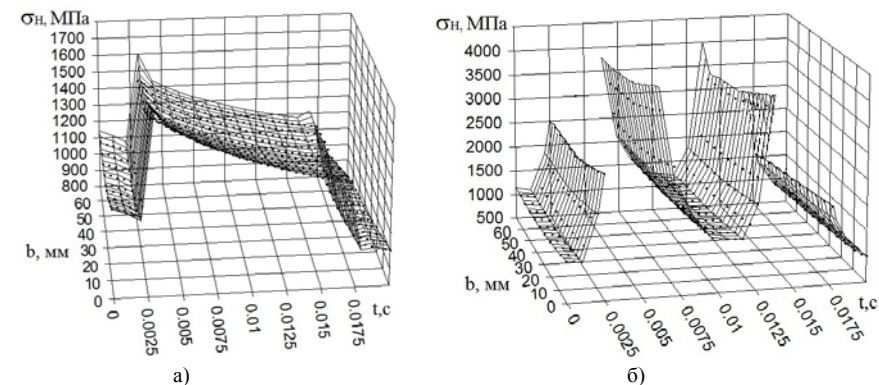


Рисунок 4 – Изменение контактных напряжений σ_n по длине зуба b в функции времени зацепления t зубчатой пары: а) неизношенный профиль; б) изношенный профиль

Результаты определения контактных напряжений для среднего по длине зуба сечения представлены на рисунке 5.

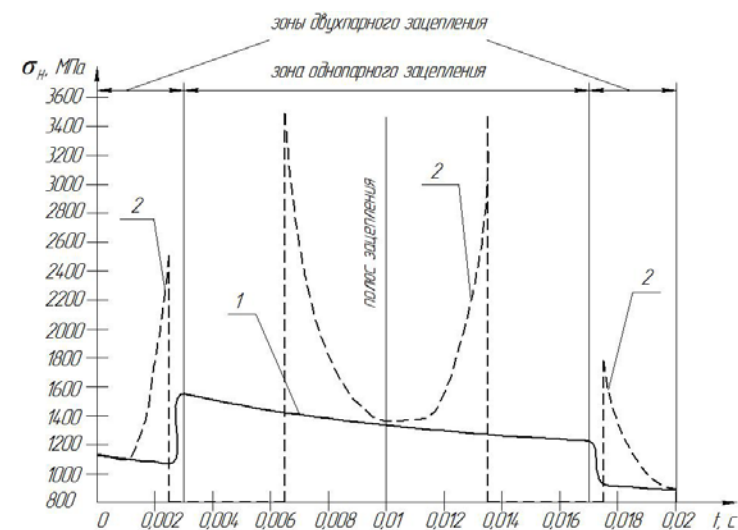


Рисунок 5 – Изменение контактных напряжений в функции времени зацепления t зубчатой пары: 1 – неизношенный профиль, 2 – изношенный профиль

В результате непостоянства и значительного увеличения контактных напряжений по высоте и длине зубьев следует ожидать по мере эксплуатации передачи увеличение степени искажения профилей, так как износ в большей мере зависит от значений контактных напряжений.

Выводы. Результаты проведенных исследований показали, что вследствие износа зубьев профиль зуба искажается по отношению к исходному неравномерно по высоте зуба. Даже малый износ вызывает значительное изменение радиусов кривизны, а при большом износе радиус кривизны может менять свой знак. Изменение кривизны контактирующих поверхностей зубьев существенно влияет на мгновенное значение контактных напряжений в процессе зацепления.

Список литературы: 1. СТП 12.44.28.028-76. Передачи зубчатые конические с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями. – М.: 1976. – 28с. 2. *Онищенко Валентин*. Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев // Gliwice: MECHANIKA, 1999 – Z.131. 3. *S. Winkelbach*. Low-Cost Laser Range Scanner and Fast Surface Registration Approach / *Simon Winkelbach, Sven Molkenstruck, Friedrich M. Wahl* // Deutsche Arbeitsgemeinschaft für Mustererkennung. – 2006. – LNCS 4174. – P.718-728.

Поступила в редколлегию 20.05.11

УДК 621.833.6

В.А. МАТУСЕВИЧ, главн. конструктор-директор ГП "ХАКБ", г. Харьков
Ю.В. ШАРАБАН, зам. главн. конструктора ГП "ХАКБ"
А.В. ШЕХОВ, старший научный сотрудник НАКУ "ХАИ", г. Харьков
В.Т. АБРАМОВ, к.т.н., доцент НАКУ "ХАИ"

ОПТИМИЗАЦИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА \overline{AI} ПО КРИТЕРИЮ ОБЪЕМА КОНСТРУКЦИИ

Рассмотрен вопрос разработки методики оптимизации общего объема многоступенчатого планетарного механизма \overline{AI} с учетом условий прочности при изгибе и контакте. Оптимальное распределение передаточного отношения механизма по ступеням учитывает возможные значения чисел зубьев одной ступени. Приведен пример проектирования многоступенчатого планетарного механизма.

Розглянуто питання розробки методики оптимізації загального об'єму багатоступінчатого планетарного механізму \overline{AI} з урахуванням умов міцності при згині та контакту. Оптиміальний розподіл передаточного відношення механізму по ступеням враховує можливі значення чисел зубців однієї ступені. Наведено приклад проектування багатоступінчатого планетарного механізму

The method of finding of the optimum result volume of planetary transmission \overline{AI} from the conditions of the bending strength and contact strength is considered. The optimum distribution transfer attitude from the area of existence of number of teeth is given. Example optimization of planetary transmission is given.

Постановка проблемы. Основным требованием, которому должна удовлетворять конструкция электромеханического привода системы управления летательного аппарата является минимальность значения ее массы. Существенное

влияние на массу привода оказывают его габаритные размеры. В свою очередь габаритные размеры привода зависят от объема занимаемого звеньями его конструкции. Для уменьшения габаритных размеров в конструкциях приводов применяют многоступенчатые планетарные механизмы, например, типа $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$. Эти механизмы по сравнению с другими схемами при одинаковом значении общего передаточного отношения имеют меньшие габариты в осевом направлении. Кроме того из этих механизмов проще составлять многоступенчатые схемы с большим передаточным отношением. Масса такого механизма с учетом конструктивных ограничений на его объем зависит от распределения общего передаточного отношения по его ступеням. При этом значения возможных передаточных отношений ступеней механизма выбирают из условий прочности. Поэтому разработка методики оптимизации величины объема многоступенчатого планетарного механизма типа $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ представляет собой актуальную задачу для целей проектирования вышеуказанных приводов.

Анализ литературы. Минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-3]. В работе [2] приведены примеры определения распределения общего передаточного отношения по ступеням составных планетарных механизмов, обеспечивающие минимум их массы из условий равнопрочности его зубчатых зацеплений. Там же приводятся блок-схемы некоторых алгоритмов, которые применялись автором при решении этих примеров. Вопросы оптимизации по габаритам и массе многоступенчатых рядных механизмов приведены в работе [4]. Однако в этих работах не рассмотрены вопросы реализации методик оптимизации объема механизма, учитывающие ограничения на возможные значения чисел зубьев.

Цель статьи. Разработка программной методики минимизации суммарного объема многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ с учетом рекомендаций по распределению общего передаточного отношения по его ступеням, обеспечивающего выполнение условий изгибной и контактной прочности зубчатых зацеплений. При этом в качестве основы методики выбраны подходы, рассмотренные в работах [6-7].

Раздел. Структурная схема построения многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ с числом ступеней n приведена на рисунке 1а [7]. Нумерация зубчатых колес в пределах i -ой ступени механизма и формула, по которой определяют ее передаточное отношение u_i , показаны на рисунке 1б.

Величину суммарного объема V_{Σ} многоступенчатого планетарного механизма, схема которого показана на рисунке 1, определяют по формуле

$$V_{\Sigma} = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (1)$$